Journal of Agricultural Machinery

Homepage: https://jame.um.ac.ir

Research Article
Vol. 12, No. 3, Fall 2022, p. 351-366

Effect of Gaseous Fuels and Coolant Temperature on Performance and Combustion Characteristics of a Low-Speed Single Cylinder Diesel Engine

B. Sabahi[1*], H. Bahrami[2], M. J. Sheikhdavoodi[3], S. M. Safieddin Ardebili[4], E. Houshyar[5]

1- Ph.D. Student of Agricultural Mechanization, College of Agriculture, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran
2- Associate Professor, Department of Biosystem Engineering, College of Agriculture, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran
3- Professor, Department of Biosystem Engineering, College of Agriculture, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz. Iran
4- Assistant Professor, Department of Biosystem Engineering, College of Agriculture, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran
5- Associate Professor, Department of Biosystem Engineering, College of Agriculture, Jahrom University, Jahrom, Iran
(*- Corresponding Author Email: b-sabahi@phdstu.scu.ac.ir)

DOI: 10.22067/jam.2021.68089.1007

Received: 31-12-2020 Revised: 02-12-2021 Accepted: 06-12-2021 Available Online: 06-12-2021	**How to cite this article:** Sabahi, B., H. Bahrami, M. J. Sheikhdavoodi, S. M. Safieddin Ardebili, and E. Houshyar. 2022. Effect of Gaseous Fuels and Coolant Temperature on Performance and Combustion Characteristics of a Low-Speed Single Cylinder Diesel Engine. Journal of Agricultural Machinery 12 (3): 351-366. (In Persian). DOI: 10.22067/jam.2021.68089.1007

Introduction

Today, diesel engines provide the main power source for the world equipment e.g., common propulsion generators in industry and agriculture. These engines are widely used due to their high combustion efficiency, reliability, compatibility, and cost-effectiveness. However, diesel engines are one of the most critical consumers of fuel which in turn causes some environmental pollution. One of the convenient and low-cost ways to reduce the pollution of these engines is dual-fuel mode and the use of gaseous fuels as an alternative fuel. This study investigated the effect of blending CNG and LPG with neat diesel in dual-fuel mode. Besides, the variation in engine coolant temperature on engine performance characteristics was experimentally studied.

Materials and Methods

The experimental apparatus consisted of a stationary, four-stroke, naturally aspirated, water-cooled, single-cylinder compression ignition engine. To control the engine load, an electrical dynamometer was made using a 7.5 kW three-phase generator and coupled to the engine as a cradle. A load cell was used to determine the force applied to the generator. The engine speed was monitored continuously by a tachometer. Fuel consumption was measured by using a weight method. A thermostat with variable temperature was used to control the temperature of the engine coolant. To measure the mass flow of air entering the cylinder, an airbox with a sharp edge orifice was used. For this study, factorial experiments in the form of a randomized complete block design with three replications were utilized to analyze the data statistically. The studied parameters were three levels of fuel ratio (100% diesel, 20% diesel and 80%± 2% CNG, 20% diesel and 80%±2% LPG), 11 engine speeds (1500 to 1600 rpm with 10 rpm intervals), and three engine coolant temperatures (50, 60, and 70 °C). All experiments were conducted in the governor control mode.

Results and Discussion

The results showed that the torque, brake power and brake mean effective pressure (BMEP) in the diesel-CNG mode at all engine speeds and in the diesel-LPG mode at low engine speeds significantly increased compared to pure diesel. The increases in these parameters in the diesel-CNG mode were 18.67%, 19.56% and 19.85%, and in the diesel-LPG mode were 14.02%, 13.86% and 14.2%, compared to those related to the pure diesel, respectively. This increase could be due to the high calorific value of gas fuels and improvement of combustion inside the cylinder due to the formation of homogeneous charge. At low engine speeds, the reductions in the brake specific fuel consumption (BSFC) and brake specific energy consumption (BSEC) for coolant temperature 60 °C were 11.21% and 10.77%, compared to coolant temperature 50 °C, respectively. Also, the BSFC and BSEC for diesel-CNG dual-fuel mode decreased by 8.12% and 10.81%, respectively. These values for the diesel-LPG dual-fuel mode were 5.4% and 2.4%, respectively. The brake thermal efficiency (BTE) also showed a significant increase at high speeds and when using the dual-fuel operational mode. However, raising the coolant temperature due to reducing the heat losses of the engine increased the BTE. The increases in BTE for coolant temperatures 60 and 70 °C were 7.19% and 4.37%, compared to the coolant temperature of 50

°C, respectively. When using the engine in dual-fuel mode, the volumetric efficiency due to reducing the air ratio showed a significant reduction. These diesel-CNG and diesel-LPG dual-fuel mode values were 20.31% and 24%, respectively. Furthermore, raising the coolant temperature diminished the volumetric efficiency. The reduction in volumetric efficiency for the coolant temperatures of 60 °C and 70 °C were 6.84% and 19.91% compared to the coolant temperature of 50 °C, respectively.

Conclusion

The following conclusions can be deduced based on this study:

The use of gaseous fuels as the main fuel and with a small amount of diesel in compression ignition engines is possible and improves the engine's performance characteristics.

In the diesel-CNG mode, torque, brake power and BMEP at all engine speeds and in the diesel-LPG mode at low engine speeds significantly increased compared to pure diesel because of improved combustion inside the cylinder.

At low engine speeds, increasing the coolant temperature reduced the BSFC and BSEC. Also, in the dual-fuel mode compared to the engine with baseline diesel fuel, the BSFC and BSEC were significantly lower due to the higher calorific value of gaseous fuels and higher power generation.

The BTE at high engine speeds and when the engine was in dual-fuel mode showed a significant increase. Also, increasing the coolant temperature due to reducing the heat losses of the engine increased the BTE.

When using the engine in the dual-fuel mode, due to the volume of air replaced by the gas, the volumetric efficiency showed a significant reduction. Also, raising the coolant temperature diminished the volumetric efficiency.

Overall, it can be stated that the use of a diesel-CNG dual-fuel mode with a coolant temperature of 60 °C at entire engine speeds has the best outputs on the performance and combustion characteristics of the engine.

Keywords: Brake power, Coolant temperature, Dual–fuel diesel engine, Engine performance, Gaseous fuels

نشریه ماشین‌های کشاورزی
https://jame.um.ac.ir

مقاله پژوهشی
جلد ۱۲، شماره ۳، پاییز ۱۴۰۱، ص ۳۶۶-۳۵۱

تأثیر سوخت‌های گازی و دمای مایع خنک‌کننده بر مشخصه‌های عملکردی و احتراقی یک موتور تک سیلندر دیزل دور پایین

بهرام صباحی[1*]، هوشنگ بهرامی[2]، محمد جواد شیخ داودی[3]، سید محمد صفی الدین اردبیلی[4]، احسان هوشیار[5]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۱۰/۱۱
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۹/۱۵

چکیده

در این پژوهش تأثیر استفاده از سوخت‌های گاز طبیعی فشرده و گاز نفتی مایع بر مشخصه‌های عملکردی و احتراقی یک موتور دیزل تک سیلندر، چهار زمانه، آب خنک با مکش طبیعی و به‌صورت مختلط‌سوز مطالعه شد. هدف اصلی در این پژوهش تعیین شاخص‌های عملکردی و مشخصه‌های احتراقی موتور در محدوده عملکرد گاورنر و در سرعت‌ها و دماهای مختلف مایع خنک‌کننده‌ی موتور بوده است. آزمایش‌ها در شرایط پایدار برای حالت‌های کارکرد موتور با سوخت گازوییل خالص و مختلط‌سوز گازوییل-گاز و در سرعت‌ها و دماهای مختلف مایع خنک‌کننده‌ی موتور به‌صورت آزمایش‌های فاکتوریل در قالب طرح بلوک‌های کامل تصادفی در سه تکرار انجام و مشخصه‌های عملکردی موتور اندازه‌گیری شد. نتایج آزمایش موتور نشان داد که گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی در حالت مختلط‌سوز گازوییل-CNG نسبت به حالت سوخت گازوییل خالص در تمامی سرعت‌ها و در حالت مختلط‌سوز گازوییل-LPG در سرعت‌های پایین موتور افزایش معنی‌داری یافتند. مصرف سوخت و انرژی ویژه‌ی ترمزی نیز با افزایش دمای مایع خنک‌کننده در سرعت‌های پایین موتور و همچنین کارکرد موتور به‌صورت مختلط‌سوز کاهش معنی‌داری را نشان دادند. همچنین با افزایش دمای مایع خنک‌کننده و کارکرد موتور با حالت مختلط‌سوز بازده حرارتی ترمزی و بازده حجمی به‌ترتیب افزایش و کاهش معنی‌داری را نشان دادند. به‌طورکلی، نتیجه‌گیری شد که استفاده از موتور به‌صورت مختلط‌سوز گازوییل-CNG و دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس در تمامی سرعت‌ها بهترین نتیجه را روی مشخصه‌های عملکردی و احتراقی موتور دارد.

واژه‌های کلیدی: توان ترمزی، دمای مایع خنک‌کننده، سوخت‌های گازی، عملکرد موتور، موتور مختلط‌سوز

مقدمه

امروزه موتورهای دیزلی قدرت بسیاری از تجهیزات در جهان را تأمین کرده و متداول‌ترین مولد حرکتی در صنعت و کشاورزی می‌باشند. این موتورها به علت راندمان احتراق بالا، قابلیت اطمینان، سازگاری و مقرون به صرفه‌بودن به‌طور گسترده‌ای در جهان استفاده می‌شوند (Wei *et al.*, 2015). همچنین این موتورها یکی از مهمترین مصرف‌کنندگان سوخت و یکی از عوامل ایجادکننده‌ی آلودگی‌های زیست‌محیطی به‌شمار می‌روند (Wei and Geng, 2016). یکی از راه‌های مناسب و کم‌هزینه برای کاهش آلودگی این موتورها، مختلط‌سوز کردن آن‌ها و استفاده از سوخت‌های گازی به‌عنوان سوخت جایگزین و به‌صورت مکمل با سوخت گازوییل می‌باشد. در یک نگاه ایده‌آل، سوخت جایگزین مناسب برای موتورهای دیزل باید حفظ مزایای عملکردی و احتراقی این موتورها را تضمین کند (Najafi *et al.*, 2007). در موتورهای دیزل مختلط‌سوز، سوخت گازی به‌طور کم‌وبیش همگن در سیلندر با هوا مخلوط شده و سپس این مخلوط به‌وسیله تزریق مقدار کمی از سوخت دیزل به‌عنوان سوخت آتش‌زا مشتعل می‌شود.

۱- دانشجوی دکتری مکانیزاسیون کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران
۲- دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران
۳- استاد گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران
۴- استادیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران
۵- دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه جهرم، جهرم، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: b-sabahi@phdstu.scu.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.2021.68089.1007

جدول ۱- خصوصیات گازوییل، گاز طبیعی و گاز نفتی مایع (Anonymus, 2010; Mehmet *et al.*, 2019)

Table 1- Properties of diesel, natural gas and liquefied petroleum gas

خصوصیت سوخت Fuel property	گازوییل Diesel	گاز طبیعی Natural gas	گاز نفتی مایع Liquefied petroleum gas
فرمول Formula	C_8 to C_{12}	CH_4	C_3H_8
دانسیته Density (kg m^{-3})	0.846	0.777	0.537
ارزش حرارتی پایین‌تر Latent heat value (MJ kg^{-1})	42.791	47.141	46.607
ارزش حرارتی بالاتر Higher heat value (MJ kg^{-1})	45.766	52.225	50.152
عدد اکتان/ستان Octane/Cetane number	40-55	120	112
گرمای نهان تبخیر Latent heat of vaporization (°C)	233	510	426
دمای خود اشتعالی Auto ignition temperature (°C)	316	540	457

گاز طبیعی، گاز نفتی مایع، هیدروژن و بیوگاز برخی از سوخت‌های گازی هستند که برای موتورهای احتراق داخلی مناسب می‌باشند (Hariprasad, 2013). از جمله مزیت‌های این سوخت‌ها فراوانی، دسترسی محلی، انرژی ارزان قیمت، ایمنی در استفاده، احتراق پاک و غیره می‌باشد (Papagiannakis, 2018). متداول‌ترین سوخت‌های گازی در موتورهای دیزلی گاز طبیعی فشرده[1] و گاز نفتی مایع[2] می‌باشد. این سوخت‌ها با توجه به خصوصیاتی نظیر وجود ذخایر عظیم در کشور، امکان دسترسی به آن در اکثر نقاط کشور، تولید آلودگی‌های زیست محیطی کمتر و عدم نیاز به فناوری‌های پیشرفته برای استفاده از آن‌ها، در حال حاضر بهترین سوخت‌های جایگزین می‌باشند. دمای خودسوزی بالای این سوخت‌ها مزیت مهمی برای آن‌ها است تا در نسبت تراکم‌های بالا کار کرده و در نتیجه بازده حرارتی بالاتر و انتشار آلاینده‌های کمتری ایجاد نمایند (Mahla *et al.*, 2018). برخی از خصوصیات گاز طبیعی، گاز نفتی مایع و گازوییل در جدول ۱ آورده شده است.

مطالعات مختلفی در رابطه با استفاده از سوخت‌های گازی در موتورهای دیزل انجام شده است. در پژوهشی تأثیر استفاده از بیودیزل و بیوگاز به‌جای گازوییل و گاز طبیعی در یک موتور دیزل مدل لیستر M8/1 مورد مطالعه قرار گرفت. بدین منظور ابتدا موتور دیزل با استفاده از تجهیزاتی مانند میکسر، رگولاتور، فیلتر، شیر قطع‌کن سریع و فلومتر به یک موتور مختلط‌سوز تبدیل شده و سپس آزمون عملکردی و آلایندگی در بار کامل و در دور ثابت ۷۵۰ دور در دقیقه برای هر یک از سوخت‌ها انجام شد. نتایج نشان داد که استفاده همزمان از سوخت‌های بیولوژیک بیودیزل و بیوگاز در موتور مختلط‌سوز امکان‌پذیر بوده ولی موجب افت توان موتور می‌شود. همچنین انتشار آلاینده‌ی اکسیدهای نیتروژن کاهش و مونوکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته افزایش می‌یابد (Najafi, 2011). در مطالعه‌ای دیگر پژوهشگران تأثیر جایگزینی بالاتر از ۷۵ درصد سوخت گاز طبیعی فشرده به جای گازوییل را در یک موتور دیزل دو سیلندر، چهار زمانه با پاشش سوخت مستقیم مورد بررسی قرار دادند. نتایج، کاهش سطح صدا، مصرف سوخت ویژه و اکسیدهای نیتروژن و افزایش سطح آلاینده‌ی هیدروکربن‌های نسوخته را نشان داد (Maji *et al.*, 2008). همچنین در پژوهشی تأثیر تزریق LPG در مانیفولد هوا بر شاخص‌های عملکردی و آلایندگی موتور مورد بررسی قرار گرفت. موتور دیزل مورد بررسی به‌منظور بهبود کیفیت انتشار آلاینده‌ها و همزمان حفظ بازده حرارتی اصلاح شد. نرخ تزریق LPG بر پایه‌های وزنی، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۵ درصد انتخاب شد. حداکثر بازده حرارتی و حداقل مصرف سوخت ویژه در سرعت‌های ۱۴۰۰ تا ۱۸۰۰ دور در دقیقه در نرخ ۱۵ درصد گاز به‌دست آمد. از نظر انتشار آلاینده‌ها و شاخص‌های عملکردی موتور، نرخ تزریق بهینه در ۵ درصد گاز LPG به‌دست آمد. در این نرخ تزریق و در سرعت ۱۶۰۰ دور در دقیقه مصرف سوخت ویژه، اکسیدهای نیتروژن و دود به‌ترتیب ۹، ۲۷/۶ و ۲۰ درصد کاهش نشان داد (Ayhan *et al.*, 2011). در مطالعه‌ای دیگر پژوهشگران خصوصیات عملکردی و آلایندگی یک موتور دیزل را با سوخت بیوگاز فشرده مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها موفق شدند که سوخت بیوگاز را

1- Compressed Natural Gas (CNG)
2- Liquefied Petroleum Gas (LPG)

به میزان ۸۵ درصد جایگزین سوخت دیزل نمایند. نتایج کاهش انتشار مونواکسید کربن و هیدروکربن را در بارهای مختلف نشان داد. بهترین نتیجه برای شاخص‌های عملکردی و آلایندگی موتور در ۶۰ درصد بیوگاز و ۴۰ درصد سوخت دیزل مشاهده شد (Santosh and Kumarappa, 2015). در مطالعه‌ای دیگر پژوهشگران تأثیر استفاده از ترکیب سوختی گازوییل-گاز طبیعی را بر شاخص‌های عملکردی و آلایندگی و مشخصه‌های احتراقی یک موتور دیزل چهار زمانه، آب خنک با مکش طبیعی و تک سیلندر در سرعت ۱۵۰۰ دور در دقیقه و ۱۰۰ درصد بار و سطوح انرژی گاز طبیعی مختلف (۰، ۱۵، ۴۰ و ۷۵ درصد) مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه از دو انژکتور یکی برای تزریق گازوییل در سیلندر و دیگری برای تزریق CNG در مانیفولد هوا استفاده شد. نتایج نشان داد که هنگام استفاده از گاز طبیعی مصرف سوخت ویژه افزایش یافته و آلاینده اکسید نیتروژن و دوده در سطوح ۱۵ درصد و ۴۰ درصد سوخت گازی کاهش می‌یابد. از طرفی انتشار مونواکسید کربن در سطح ۱۵ درصد گاز طبیعی افزایش نشان داد. همچنین انتشار اکسید نیتروژن در سطح ۷۵ درصد گاز طبیعی به‌میزان قابل‌توجهی افزایش یافت (Karagöz *et al.*, 2016). در پژوهشی دیگر یک موتور دیزل L233 به‌عنوان موتور مختلط‌سوز استفاده شد و سوخت LPG به‌عنوان سوخت ثانویه در نظر گرفته شد. سوخت LPG در سه سطح ۳۵، ۴۵ و ۷۵ درصد و در سرعت‌های ۱۵۰۰، ۱۸۰۰، ۲۱۰۰ و ۲۷۰۰ دور در دقیقه در موتور استفاده شد. نتایج نشان داد که بازده حرارتی، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی و توان خروجی در حالت مختلط‌سوز بهتر از سوخت گازوییل خالص است. بهبود بازده حرارتی ترمزی در غلظت ۴۵ درصد سوخت گازی LPG کاملاً مشهود بود (Nugroho *et al.*, 2018). در پژوهشی دیگر تأثیر دمای مایع خنک‌کننده بر شاخص‌های عملکردی و آلایندگی یک موتور دیزل چهار سیلندر و چهار زمانه با پاشش مستقیم مورد ارزیابی قرار گرفت. دمای مایع خنک‌کننده از ۵۰ تا ۹۵ درجه سلسیوس متغیر بود. نتایج نشان داد که دمای مایع خنک‌کننده تأثیر معنی‌داری بر بازده حجمی دارد، به‌طوری‌که با افزایش دمای مایع خنک‌کننده بازدهی حجمی موتور کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای مایع خنک‌کننده، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی کاهش و بازده حرارتی افزایش یافت (Abdelghaffar *et al.*, 2002). در پژوهشی دیگر تأثیر دمای مایع خنک‌کننده بر شاخص‌های عملکردی و آلایندگی یک موتور دیزل برای ترکیب‌های بیوفیول مخلوط با اتانول و بوتانول مورد مطالعه قرار گرفت. دمای مایع خنک‌کننده بین ۵۰ تا ۹۵ درجه سلسیوس متغیر بود. با افزایش دما و هنگام استفاده از بیوفیول مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی کاهش می‌یابد. انتشار دی‌اکسید کربن برای هر دو سوخت دیزل و مخلوط‌های بیوفیول افزایش و مونواکسید کربن کاهش نشان داد (Hossain *et al.*, 2017).

در مطالعه حاضر تأثیر جایگزینی گاز طبیعی فشرده و گاز نفتی مایع به جای گازوییل و به‌صورت مختلط‌سوز بر ویژگی‌های عملکردی و احتراقی موتور دیزل در محدوده عملکرد گاورنر مورد مطالعه قرار گرفت. گرچه محققان تأثیر دمای مایع خنک‌کننده در موتورها با استفاده از سوخت‌های گازوییل و بنزین و حتی بیوفیول‌ها را بر عملکرد موتور و آلاینده‌های اگزوز مورد بررسی قرار داده‌اند، در هنگام استفاده از سوخت‌های گازی مطالعه‌ای صورت نگرفته است. از این‌رو در این پژوهش تأثیر دمای مایع خنک‌کننده‌ی موتور به‌عنوان یک روش کم‌هزینه و کم‌تغییر بر شاخص‌های عملکردی و احتراقی موتور مختلط‌سوز گازوییل-گاز مورد مطالعه قرار گرفت.

مواد و روش‌ها

در این تحقیق به‌منظور مطالعه تأثیر سوخت‌های گازی و دمای مایع خنک‌کننده بر شاخص‌های عملکردی و احتراقی، از یک موتور دیزل تک سیلندر، چهار زمانه با پاشش مستقیم و مجهز به سیستم خنک‌کننده‌ی مایعی با مکش طبیعی و قدرت خروجی ۳/۶ کیلووات در ۱۵۰۰ دور در دقیقه استفاده شد. این موتور به‌طور وسیعی در کاربردهای تجاری کوچک، ژنراتورهای دیزلی، پمپ‌های کشاورزی به‌خصوص در مناطق روستایی کاربرد دارد. مشخصات موتور مورد استفاده در آزمون در جدول ۲ آورده شده است.

کلیه آزمایش‌ها در آزمایشگاه تحقیقاتی موتور گروه مهندسی بیوسیستم دانشگاه شهید چمران اهواز انجام گرفت. نگاره‌ی سامانه پژوهش به همراه تجهیزات مورد استفاده در این تحقیق در شکل ۱ آورده شده است. موتور مورد استفاده با نصب و اضافه نمودن تجهیزاتی مانند مخزن گاز، رگولاتور تنظیم‌کننده‌ی فشار گاز، شیر دستی قطع جریان گاز، میکسر و لوله‌های رابط توانایی استفاده از سوخت گازی را پیدا کرده و به یک موتور دیزل مختلط‌سوز تبدیل شد. به‌منظور کنترل بار موتور، با استفاده از یک ژنراتور سه‌فاز ۷/۵ کیلووات، یک دینامومتر الکتریکی ساخته و به‌صورت یک گهواره[1] به موتور کوپل شد. برای مشخص شدن نیروی اعمالی به ژنراتور از یک لودسل با ظرفیت ۲۵ کیلوگرم استفاده شد. همچنین به‌منظور بارگذاری‌های متغیر روی موتور از تعدادی مصرف‌کننده شامل ۱۵ عدد مقاومت الکتریکی ۷۰۰ وات، ۶ عدد لامپ ۲۰۰ وات و ۹ عدد لامپ ۱۰۰ وات استفاده شد که به‌طور مساوی روی هر سه‌فاز ژنراتور نصب شد.

1- Cradle

جدول ۲– مشخصات موتور مورد استفاده در آزمون

Table 2- Specifications of the test engine

نوع موتور و مدل **Engine type and model**	موتور دیزل ، دیپکو **Diesel engine, DIPCO**
تعداد سیلندر Number of cylinder	تک سیلندر Single cylinder
قطر سیلندر * کورس Bore * Stroke	80*110 (mm)
توان اسمی Power (rated output)	3.7 (kW)
سرعت اسمی Speed range (rated speed)	1500 (rpm)
گنجایش موتور Cubic capacity	553 (cc)
مصرف سوخت ویژه در بار کامل Specific fuel consumption at full load	236/240 ($g.kW.h^{-1}$)
نسبت تراکم Compression ratio	16:1

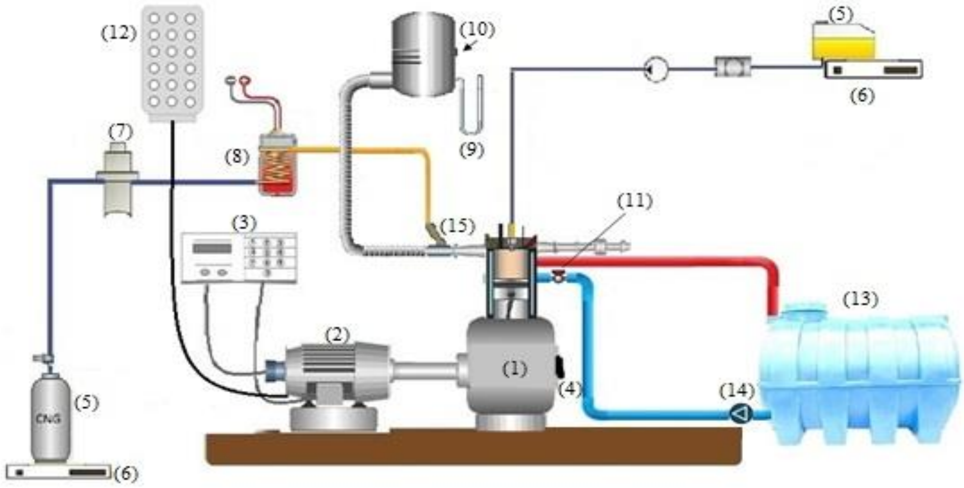
برای اندازه‌گیری دقیق و مستمر سرعت موتور از یک دورسنج مغناطیسی در نزدیکی محور موتور استفاده شد. سوخت گازوییل مورد استفاده از جایگاه شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی و سوخت‌های گازی نیز از شبکه عرضه این گاز در سطح کشور تهیه شد. به‌منظور اندازه‌گیری سوخت‌های مصرفی از روش وزنی استفاده شد. برای این منظور مخزن هر یک از سوخت‌ها بر روی یک ترازو قرار داده شده و از کاهش در وزن کلی ظرف که طی یک مدت معین برداشته می‌شود، دبی سوخت تعیین شد. برای اندازه‌گیری سوخت گازوییل از یک ترازوی الکترونیکی مدل ای اند دی[1] با دقت ۰/۰۰۱ گرم و برای اندازه‌گیری سوخت‌های گازی از یک ترازوی الکترونیکی مدل فوری[2] با دقت ۵ گرم استفاده شد. برای اندازه‌گیری مدت مصرف سوخت از دو عدد کرنومتر با دقت ۰/۰۱ ثانیه استفاده گردید. به‌منظور کنترل دمای مایع خنک‌کننده‌ی موتور از یک ترموستات با دمای متغیر استفاده شد. برای کنترل بیشتر روی نرخ جریان آب سیستم خنک‌کننده‌ی موتور از یک مخزن استفاده شد، به‌طوری‌که جریان آب ورودی و خروجی به موتور توسط پمپ از این مخزن تأمین گردید. به‌منظور اندازه‌گیری جریان جرمی هوای وارد شده به سیلندر از روش مخزن هوا و روزنه و اندازه‌گیری افت فشار داخل مخزن استفاده شد. برای این منظور از یک مخزن با حجم مناسب که در موتورهای تک سیلندر معمولاً باید ۵۰۰ تا ۶۰۰ برابر حجم جاروب شده سیلندر باشد، استفاده گردید (Chandra *et al.*, 2011). قطر روزنه با توجه به حجم سیلندر موتور ۲۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد (Martyr and Plint, 2011). برای اندازه‌گیری اختلاف فشار بین هوای موجود در محفظه و هوای بیرون از یک فشارسنج (مانومتر) مورب استفاده گردید.

به‌منظور پایداری مشخصه‌های عملکردی موتور، قبل از هر آزمون موتور به مدت ۱۵ تا ۲۰ دقیقه کار می‌کرد تا دمای قسمت‌های مختلف آن به حالت پایدار برسد و پس از آن آزمون اصلی انجام می‌شد. به‌طورکلی آزمایش‌ها به‌صورت تمام گاز از دور هرز بالا شروع شده و با بارگذاری تا بسته‌شدن کامل گاورنر ادامه پیدا کرد. برای هر یک از آزمایش‌ها نیرو، سرعت، مصرف سوخت‌های گازوییل و گاز، ارتفاع مانومتر آب و دمای هوای محیط در روی سکوی آزمون اندازه‌گیری شد و گشتاور، توان ترمزی، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی[3]، مصرف انرژی ویژه‌ی ترمزی[4]، فشار مؤثر متوسط ترمزی[5]، راندمان حرارتی و بازده حجمی محاسبه گردید.

برای تجزیه و تحلیل داده‌ها از آزمایش‌های فاکتوریل در قالب طرح بلوک‌های کامل تصادفی با سه تکرار استفاده گردید. آزمایش‌ها شامل ۹۹ تیمار بود که از ترکیب ۱۱ سطح سرعت موتور (۱۵۰۰ تا ۱۶۰۰ دور در دقیقه با فاصله ۱۰ دور)، سه ترکیب سوختی (۱۰۰ درصد گازوییل، ۲۰ درصد گازوییل و ۲±۸۰ درصد گاز طبیعی و ۲۰ درصد گازوییل و ۲±۸۰ درصد گاز نفتی مایع) و سه دمای مایع خنک‌کننده‌ی موتور (۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس) حاصل شدند. در پایان، داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار SPSS تجزیه و تحلیل شد. همچنین رسم نمودارها با کمک نرم‌افزار اکسل و مقایسه‌ی میانگین‌ها با استفاده از آزمون چند دامنه‌ای دانکن انجام شد.

1- A & D
2- Furi

3- Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)
4- Brake Specific Energy Consumption (BSEC)
5- Brake Mean Effective Pressure (BMEP)



شکل ۱- نگاره سامانه پژوهش شامل: ۱- موتور، ۲- دینامومتر، ۳- واحد کنترل دینامومتر، ۴- دورسنج مغناطیسی، ۵- مخازن سوخت گازوییل و سیلندر گاز، ۶- ترازوها، ۷- رگولاتور فشار، ۸- گرم‌کن، ۹- مانومتر، ۱۰- مخزن هوا و روزنه، ۱۱- ترموستات دما متغیر، ۱۲- مصرف‌کننده‌ها، ۱۳- مخزن آب، ۱۴- پمپ آب و ۱۵- میکسر

Fig.1. Schematic diagram of the experimental setup: 1. Engine, 2. Dynamometer, 3. Dynamometer control unit, 4. Inductive pick-up, 5. Fuel tank and gas cylinder, 6. Scales, 7. Pressure regulator, 8. Heater, 9. Manometer, 10. Airbox with sharp edge orifice, 11. Thermostat with variable temperature, 12. Consumers, 13. Water tank, 14. Water pump and 15. Mixer

نتایج و بحث

در جدول ۳ نتایج تجزیه‌ی واریانس اثر عوامل بررسی شده بر مشخصه‌های عملکردی موتور مورد مطالعه آورده شده است. همان‌گونه که دیده می‌شود، تمامی عوامل اصلی تأثیر معنی‌داری در سطح ۱ درصد بر متغیرهای عملکردی موتور داشته‌اند. همچنین اثر متقابل این عوامل نیز بر برخی از متغیرهای عملکردی موتور معنی‌دار بوده است.

جدول ۳- نتایج تجزیه‌ی واریانس (میانگین مربعات) داده‌های صفات اندازه‌گیری شده

Table 3- Results of analysis of variance (mean squares) in measurement traits data

منابع تغییر Sources of variation	درجه آزادی Df	میانگین مربعات (Mean square)						
		گشتاور Torque	توان ترمزی Brake power	مصرف سوخت ویژه Brake specific fuel consumption	مصرف انرژی ویژه Brake specific energy consumption	بازده حرارتی Brake thermal efficiency	فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure	بازده حجمی Volumetric efficiency
Block	2	0.152^{ns}	0.00^{ns}	0.00^{ns}	0.179^{ns}	2.746^{ns}	0.001^{ns}	13.953**
A	10	2951.6**	71.745**	0.229**	417.2**	775.43**	9.526**	23.511**
B	2	506**	13.018**	0.022**	43.81**	168.54**	1.632**	8915.57**
C	2	89.5**	2.36**	0.024**	43.29**	78.301**	0.288**	3261.3**
A*B	20	16.8**	0.419**	0.001^{ns}	1.247^{ns}	5.788**	0.54**	2.81*
B*C	4	7.68**	0.1**	0.001^{ns}	1.395^{ns}	2.161^{ns}	0.025**	126.37**
A*C	20	3.75**	0.203**	0.002**	3.221**	1.773^{ns}	0.012**	1.77^{ns}
A*B*C	40	0.782**	0.02**	0.000^{ns}	0.752^{ns}	1.394^{ns}	0.003**	0.692^{ns}
Error	196	0.172	0.268	0.001	1.007	1.27	0.001	1.643

**، * و ns به‌ترتیب معنی‌دار در سطح ۱ درصد، ۵ درصد و عدم معنی‌داری. A= سرعت موتور، B= نوع سوخت و C= دمای مایع خنک‌کننده

**, *, Indicate that variances are significant at the level of 1%, 5% and ns is non-significant, respectively. A=Engine speed, B=Fuel type and C=Engine coolant temperature

گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی

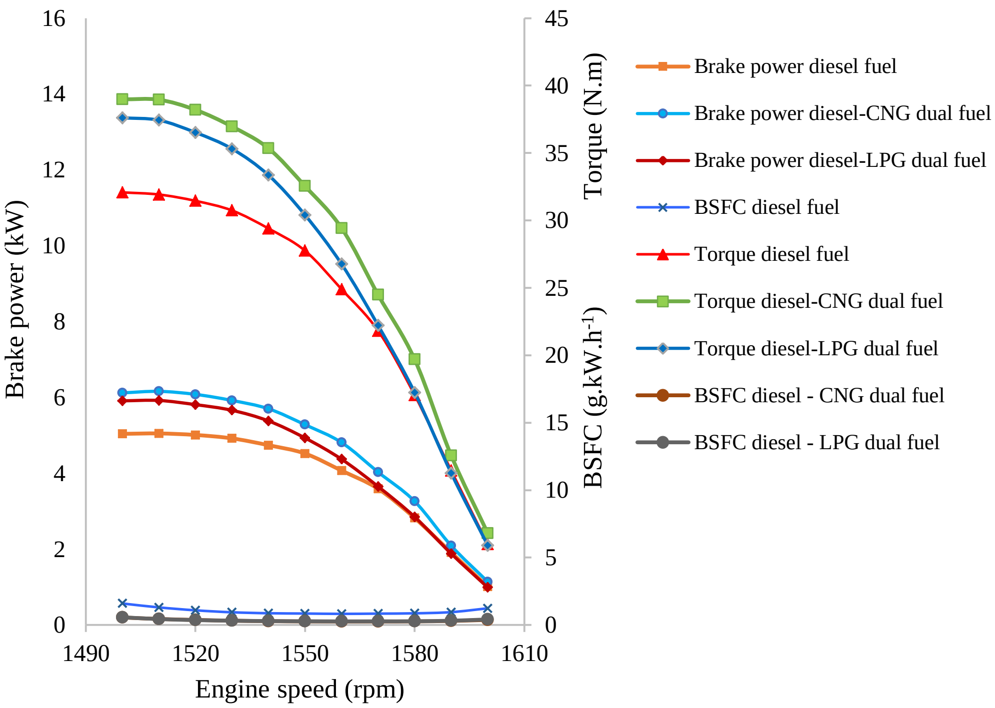
در شکل ۲ تغییرات توان ترمزی و گشتاور و در شکل ۳ تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی در حالت کارکرد موتور با سوخت گازوییل خالص و مختلط‌سوز گازوییل-گاز نشان داده شده است. با توجه به جدول ۳ مشاهده می‌شود که اثر متقابل نوع سوخت در سرعت‌های مختلف موتور بر گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی معنی‌دار می‌باشد. مقایسه‌ی میانگین مربوط به این اثر متقابل در جدول ۴ آورده شده است. گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی در حالت مختلط‌سوز گازوییل-CNG تقریباً در تمامی سرعت‌های موتور نسبت به حالت گازوییل خالص افزایش معنی‌داری به‌میزان ۱۸/۶۷ درصد، ۱۹/۵۶ درصد و ۱۹/۸۵ درصد نشان دادند. در حالت مختلط‌سوز گازوییل-LPG، در سرعت‌های بالای موتور افزایش اندکی در این کمیّت‌ها نسبت به گازوییل خالص مشاهده شد. اما در سرعت‌های پایین موتور این متغیرها نسبت به سوخت گازوییل خالص به‌طور میانگین ۱۴/۰۲ درصد، ۱۳/۸۶ درصد و ۱۴/۲ درصد افزایش یافتند. علت افزایش گشتاور و توان ترمزی در حالت‌های کارکرد موتور به‌صورت مختلط‌سوز گازوییل–گاز به‌سبب ارزش حرارتی بالاتر سوخت‌های CNG و LPG می‌باشد. همچنین تزریق CNG و LPG به شکل گاز به بهبود احتراق در درون سیلندر کمک می‌کند. تأثیر ترکیب این دو عامل می‌تواند منجر به افزایش گشتاور و توان در حالت مختلط‌سوز نسبت به سوخت گازوییل خالص در شرایط بار کامل شود (Ayhan *et al.*, 2011; Yusaf *et al.*, 2010). این نتایج با یافته‌های آیهان و همکاران (Ayhan *et al.*, 2011)، جیان و همکاران (Jian *et al.*, 2001)، نگروهو و همکاران (Nugroho *et al.*, 2018)، باراتا (Barata, 1995) و باری و حسین (Bari and Hossain, 2019) مطابقت دارد.

در شکل ۴ تغییرات گشتاور و توان ترمزی و در شکل ۵ تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی با توجه به دمای مایع خنک‌کننده در سرعت‌های مختلف موتور نشان داده شده است. با توجه به جدول ۳ مشاهده می‌شود که دماهای مایع خنک‌کننده و سرعت موتور اثر متقابل معنی‌داری نسبت به هم داشته و مقایسه‌ی میانگین تیمارهای مورد بررسی (جدول ۵) نشان می‌دهد که در سرعت‌های بالا و پایین موتور دمای مایع خنک‌کننده تأثیر معنی‌داری بر گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی ندارد. تنها در سرعت‌های متوسط اعمالی به موتور دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی را نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس به‌ترتیب ۱۲/۲۱ درصد، ۱۲/۱۱ درصد و ۱۰/۶ درصد افزایش می‌دهد. یافته‌های توماس و همکاران نشان داد که با کاهش دمای مایع خنک‌کننده گشتاور خروجی افزایش می‌یابد. افزایش در گشتاور در محدوده سرعت‌های پایین موتور معنی‌دار و در سرعت‌های بالای موتور ناچیز بود (Thomas *et al.*, 2011).

در جدول ۶ تغییرات گشتاور، توان و فشار مؤثر متوسط ترمزی با توجه به دمای مایع خنک‌کننده و نوع سوخت استفاده شده در موتور نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود در حالت کارکرد موتور به‌صورت مختلط‌سوز و سوخت گازوییل خالص، دماهای مایع خنک‌کننده ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی موتور را به‌طور معنی‌داری تغییر نمی‌دهند و افزایش در دمای مایع خنک‌کننده افزایش غیرمعنی‌داری را در این کمیّت‌ها ایجاد کرد.

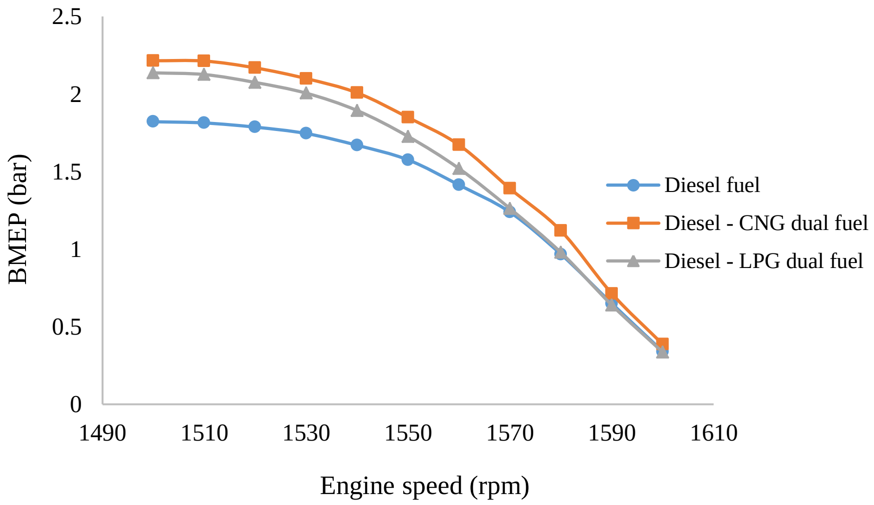
مصرف سوخت و انرژی ویژه‌ی ترمزی

در شکل ۴ تغییرات مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی و در شکل ۶ تغییرات مصرف انرژی ویژه‌ی ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت‌های دورانی موتور و برای دماهای مختلف نشان داده شده است. مطابق با جدول ۳ مشاهده می‌شود که دمای مایع خنک‌کننده و سرعت‌های موتور اثر متقابل معنی‌داری بر مصرف سوخت و انرژی ویژه‌ی ترمزی داشته و مقایسه‌ی میانگین تیمارهای مورد بررسی (جدول ۵) نشان می‌دهد که در سرعت‌های دورانی بالای موتور دمای مایع خنک‌کننده تأثیر معنی‌داری بر BSFC و BSEC نشان نمی‌دهد. اما در سرعت‌های دورانی پایین موتور، دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس، BSFC و BSEC را به‌ترتیب ۱۱/۲۱ درصد و ۱۰/۷۷ درصد کاهش می‌دهد. دمای مایع خنک‌کننده ۷۰ درجه سلسیوس نیز نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس این دو متغیر را به‌ترتیب و به‌طور میانگین ۹/۸۶ درصد و ۹/۷۵ درصد کاهش داد. همچنین در تمامی دورهای موتور دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس از لحاظ آماری برای این دو متغیر اختلاف معنی‌داری نشان ندادند. این نتایج با نتایج انجام شده قبلی توسط عبدالقفار و همکاران (Abdelghaffar *et al.*, 2002) و توماس و همکاران (Thomas *et al.*, 2011) مطابقت دارد. نوع سوخت موتور نیز تأثیر معنی‌داری بر BSFC و BSEC داشت. مطابق با جدول ۷ مشاهده می‌شود که BSFC و BSEC در حالت موتور مختلط‌سوز گازوییل–گاز کاهش معنی‌داری نسبت به موتور در حالت گازوییل خالص دارد. BSFC و BSEC در حالت مختلط‌سوز گازوییل-CNG نسبت به سوخت گازوییل خالص به‌ترتیب ۸/۱۲ درصد و ۱۰/۸۱ درصد و در حالت گازوییل–LPG نیز ۵/۴ درصد و ۲/۴ درصد کاهش یافت. این نتایج با یافته‌های ماجی و همکاران (Maji *et al.*, 2008)، لونیسی و همکاران (Lounici *et al.*, 2014)، یوسف و همکاران (Yusaf *et al.*, 2010) و آیهان و همکاران (Ayhan *et al.*, 2011) مطابقت دارد.



شکل ۲– تغییرات گشتاور، توان ترمزی و مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی موتور برای حالت‌های گازوییل خالص و مختلطسوز

Fig.2. Variations of torque, brake power and brake specific fuel consumption with engine speed for pure diesel fuel and dual fuel mode



شکل ۳– تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی برای حالت‌های کارکرد موتور با سوخت گازوییل و مختلطسوز

Fig.3. Variations of brake mean effective pressure with engine speed for diesel fuel mode and dual fuel mode

جدول ٤- مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل سرعت و نوع سوخت بر صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش

Table 4- Means comparison of interaction between speed and fuel type on the traits measured in the experiment

نوع سوخت Fuel type	سرعت Speed (rpm)	صفات اندازه‌گیری در آزمایش Traits measured in the experiment				
		گشتاور Torque (N.m)	توان ترمزی Brake power (kW)	بازده حرارتی Brake thermal efficiency (%)	فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure (bar)	بازده حجمی Volumetric efficiency (%)
گازوییل Diesel	1600	6^{p}	1.01^{p}	19.16^{o}	0.341^{p}	73.41^{a}
	1590	11.45^{o}	1.91^{o}	24.82^{j}	0.65^{o}	73.59^{a}
	1580	17.05^{m}	2.82^{m}	27.3^{efgh}	0.968^{m}	73.51^{a}
	1570	21.81^{k}	3.59^{k}	28.11^{cdef}	1.239^{k}	73.67^{a}
	1560	24.89^{j}	4.07^{j}	28.61^{cde}	1.414^{j}	73.91^{a}
	1550	27.75^{i}	4.52^{i}	27.89^{defg}	1.576^{i}	73.85^{a}
	1540	29.4^{h}	4.74^{h}	27.19^{efgh}	1.67^{h}	74.08^{a}
	1530	30.74^{g}	4.92^{fg}	25.19^{ij}	1.746^{g}	73.44^{a}
	1520	31.45^{fg}	5.01^{f}	21.82^{lm}	1.787^{fg}	73.32^{a}
	1510	31.92^{f}	5.05^{f}	18.26^{o}	1.814^{f}	72.67^{a}
	1500	32.08^{f}	5.04^{f}	15.01^{p}	1.822^{f}	72.11^{a}
گازوییل–گاز طبیعی فشرده Diesel – Compressed natural gas	1600	6.81^{p}	1.14^{p}	22.23^{kl}	0.387^{p}	59.39^{b}
	1590	12.57^{n}	2.09^{n}	28.19^{cde}	0.714^{n}	59.68^{b}
	1580	19.69^{l}	3.26^{l}	31.43^{a}	1.119^{l}	59.6^{b}
	1570	24.48^{j}	4.03^{j}	32.17^{a}	1.391^{j}	59.38^{b}
	1560	29.43^{h}	4.81^{gh}	32.28^{a}	1.672^{h}	58.97^{bc}
	1550	32.54^{ef}	5.28^{e}	31.38^{a}	1.849^{ef}	58.77^{bc}
	1540	35.34^{d}	5.7^{d}	29.49^{bc}	2.008^{d}	58.33^{bc}
	1530	36.96^{c}	5.92^{bc}	26.3^{hi}	2.1^{c}	57.09^{bc}
	1520	38.2^{ab}	6.08^{ab}	22.57^{kl}	2.169^{ab}	58.16^{bc}
	1510	38.95^{a}	6.16^{a}	19.03^{o}	2.213^{a}	57.39^{bc}
	1500	38.98^{a}	6.12^{a}	15.19^{p}	2.215^{a}	56.79^{bc}
گازوییل–گاز نفتی مایع Diesel – Liquefied petroleum gas	1600	5.91^{p}	0.99^{p}	20.64^{mn}	0.336^{p}	56.79^{bc}
	1590	11.26^{o}	1.88^{o}	26.65^{gh}	0.64^{o}	56.81^{bc}
	1580	17.24^{m}	2.85^{m}	30.84^{ab}	0.979^{m}	56.73^{bc}
	1570	22.21^{k}	3.65^{k}	31.22^{a}	1.262^{k}	56.85^{bc}
	1560	26.76^{i}	4.37^{i}	31.63^{a}	1.52^{i}	56.77^{bc}
	1550	30.4^{gh}	4.93^{fg}	30.8^{ab}	1.727^{gh}	56.53^{bc}
	1540	33.35^{e}	5.38^{e}	29.07^{cd}	1.894^{e}	56.07^{bc}
	1530	35.31^{d}	5.66^{d}	26.72^{fgh}	2.006^{d}	55.45^{bc}
	1520	36.52^{c}	5.81^{cd}	23.44^{k}	2.075^{c}	54.82^{bc}
	1510	37.43^{bc}	5.92^{bc}	19.45^{no}	2.126^{bc}	54.03^{bc}
	1500	37.61^{bc}	5.91^{bc}	15.07^{p}	2.137^{bc}	52.87^{c}

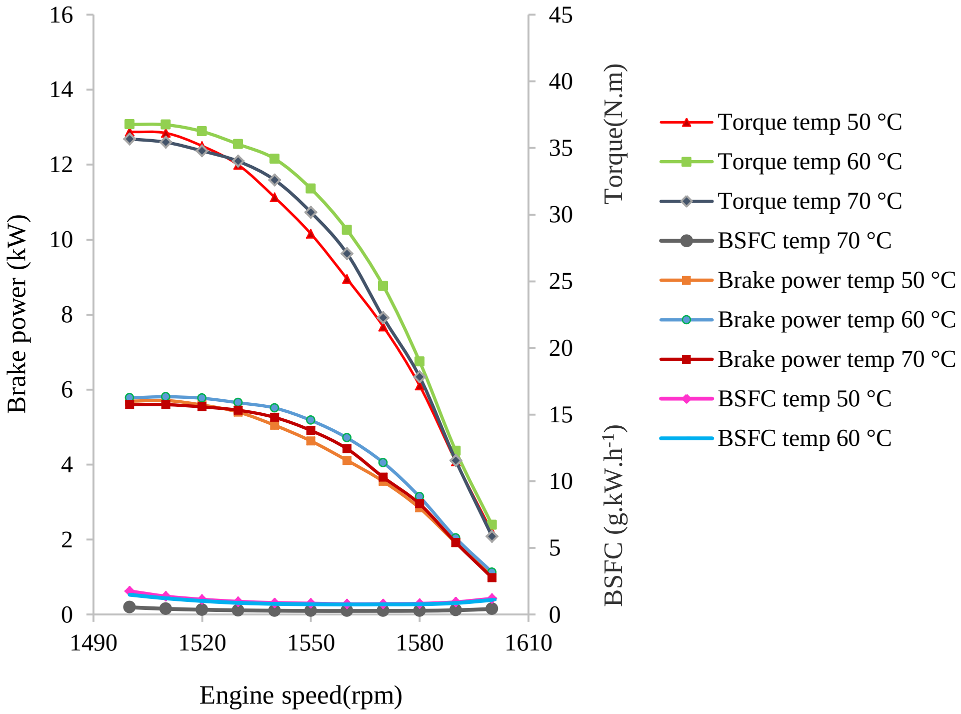
*در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف انگلیسی کوچک یکسان، بر اساس آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.

*In each column, means followed by the same lowercase letter are not significant at P≤0.01, according to Duncan Multiple Test.

بازده حرارتی ترمزی

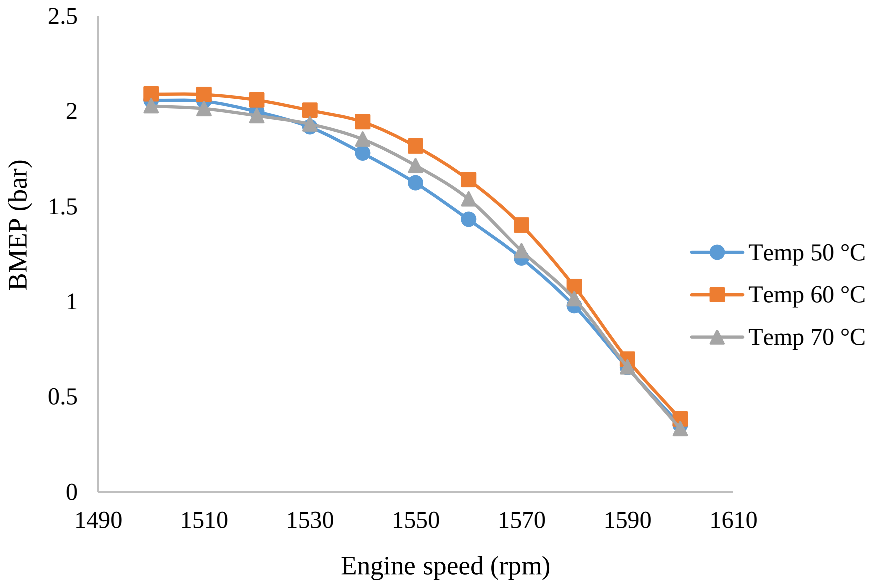
همان‌گونه که از جدول ۳ مشاهده می‌شود، سرعت موتور و نوع سوخت اثر متقابل معنی‌داری بر بازده حرارتی موتور دارند. به‌طوری‌که در دورهای بالا و برای موتور در حالت مختلطسوز نسبت به موتور در حالت گازوییل خالص بازده حرارتی افزایش معنی‌داری را نشان می‌دهد. میزان این افزایش در حالت مختلطسوز گازوییل-CNG، ۱۱/۳۲ درصد می‌باشد. در سرعت‌های دورانی پایین موتور افزایش اندکی در بازده حرارتی برای حالت مختلطسوز گازوییل-CNG نسبت به گازوییل خالص مشاهده شد. در حالت مختلطسوز گازوییل-LPG بازده حرارتی در تمامی سرعت‌های موتور نسبت به حالت گازوییل خالص به‌طور میانگین افزایش معنی‌داری به میزان ۸/۴۴ درصد نشان داد. دمای خودسوزی بالای سوخت‌های گازی مزیت مهمی برای آن‌ها محسوب شده تا در نسبت تراکم‌های بالا کار کرده و در نتیجه بازده حرارتی بالاتری را ایجاد نمایند. شکل ۷ تغییرات بازده حرارتی ترمزی را به‌صورت تابعی از سرعت دورانی و برای حالت‌های کارکرد موتور به صورت مختلطسوز و کارکرد با سوخت گازوییل خالص نشان می‌دهد. باراتا (Barata, 1995) نیز دریافت که در بارهای بالاتر بازده حرارتی در حالت مختلطسوز نسبت به حالت دیزل خالص اندکی بهبود می‌یابد. یوسف و همکاران (Yusaf *et al.*, 2010) نشان دادند که

افزایش در بازده حرارتی و در حالت مختلط‌سوز و به‌خصوص در سرعت‌های پایین به‌طور میانگین ۱۳ درصد بیشتر از حالت دیزل خالص است. شکل ۷ تغییرات بازده حرارتی ترمزی را به‌صورت تابعی از سرعت دورانی برای حالت‌های مختلط‌سوز و دیزل خالص نشان می‌دهد.



شکل ٤– تغییرات گشتاور، توان و مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده‌ی موتور

Fig.4. Variations of torque, power and brake specific fuel consumption with engine speed for different engine coolant temperature



شکل ۵– تغییرات فشار مؤثر متوسط ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده‌ی موتور

Fig.5. Variations of brake mean effective pressure with engine speed for different engine coolant temperature

جدول ۵- مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل سرعت و دمای مایع خنک‌کننده موتور بر صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش

Table 5- Means comparison of interaction between speed and engine coolant temperature on the traits measured in the experiment

دمای مایع خنک‌کننده Coolant temperature (°C)	سرعت Engine speed (rpm)	صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش Traits measured in the experiment				
		گشتاور Torque (N.m)	توان ترمزی Brake power (kW)	مصرف سوخت ویژه Brake specific fuel consumption ($g.kW.h^{-1}$)	مصرف انرژی ویژه Brake specific energy consumption ($MJ.kW.h^{-1}$)	فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure (bar)
دمای مایع خنک‌کننده ۵۰ درجه سلسیوس Engine coolant temperature 50 °C	1600	6.16^{n}	1.03^{n}	0.424^{de}	18.81^{de}	0.35^{n}
	1590	11.48^{m}	1.91^{m}	0.33^{hi}	14.06^{hi}	0.652^{m}
	1580	17.17^{l}	2.84^{l}	0.289^{klm}	12.33^{klm}	0.976^{l}
	1570	21.59^{k}	3.55^{k}	0.282^{lm}	12.01^{lm}	1.227^{k}
	1560	25.17^{ij}	4.11^{ij}	0.278^{m}	11.86^{m}	1.43^{ij}
	1550	28.56^{gh}	4.63^{gh}	0.294^{jklm}	12.54^{jklm}	1.622^{gh}
	1540	31.3^{ef}	5.05^{def}	0.31^{ijkl}	13.21^{ijkl}	1.778^{ef}
	1530	33.72^{bcd}	5.4^{abcd}	0.343^{gh}	14.65^{gh}	1.916^{bcd}
	1520	35.15^{ab}	5.59^{ab}	0.399^{ef}	17^{ef}	1.997^{ab}
	1510	36.12^{ab}	5.71^{a}	0.482^{c}	20.56^{c}	2.052^{ab}
	1500	36.21^{ab}	5.69^{a}	0.621^{a}	26.47^{a}	2.057^{ab}
دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس Engine coolant temperature 60 °C	1600	6.72^{n}	1.13^{n}	0.39^{f}	16.63^{f}	0.382^{n}
	1590	12.26^{m}	2.04^{m}	0.309^{ijkl}	13.17^{ijkl}	0.696^{m}
	1580	18.98^{l}	3.14^{l}	0.276^{m}	11.79^{m}	1.078^{l}
	1570	24.64^{j}	4.05^{j}	0.273^{m}	11.65^{m}	1.4^{j}
	1560	28.84^{gh}	4.71^{fgh}	0.27^{m}	11.5^{m}	1.639^{gh}
	1550	31.95^{def}	5.18^{cde}	0.275^{m}	11.73^{m}	1.815^{def}
	1540	34.19^{abcd}	5.51^{abc}	0.286^{klm}	12.18^{klm}	1.943^{abcd}
	1530	35.28^{ab}	5.65^{ab}	0.312^{ijk}	13.31^{ijk}	2.004^{ab}
	1520	36.24^{ab}	5.77^{a}	0.363^{g}	15.48^{g}	2.058^{ab}
	1510	36.74^{a}	5.81^{a}	0.434^{d}	18.85^{d}	2.087^{a}
	1500	36.77^{a}	5.78^{a}	0.529^{b}	22.57^{b}	2.089^{a}
دمای مایع خنک‌کننده ۷۰ درجه سلسیوس Engine coolant temperature 70 °C	1600	5.85^{n}	0.98^{n}	0.42^{de}	17.92^{de}	0.332^{n}
	1590	11.54^{m}	1.92^{m}	0.326^{hi}	13.9^{hi}	0.656^{m}
	1580	17.83^{l}	2.95^{l}	0.287^{klm}	12.25^{klm}	1.013^{l}
	1570	22.27^{k}	3.66^{k}	0.279^{m}	11.9^{m}	1.266^{k}
	1560	27.07^{hi}	4.42^{hi}	0.276^{m}	11.79^{m}	1.538^{hi}
	1550	30.18^{fg}	4.91^{efg}	0.278^{m}	11.88^{m}	1.714^{fg}
	1540	32.6^{cde}	5.26^{bcde}	0.293^{jklm}	12.51^{jklm}	1.852^{cde}
	1530	34^{bcd}	5.45^{abc}	0.319^{hij}	13.63^{hij}	1.932^{bcd}
	1520	34.78^{abc}	5.54^{abc}	0.364^{g}	15.55^{g}	1.976^{abc}
	1510	35.43^{ab}	5.6^{ab}	0.433^{d}	18.5^{d}	2.013^{ab}
	1500	35.68^{ab}	5.6^{ab}	0.547^{b}	23.33^{b}	2.027^{ab}

* در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف انگلیسی کوچک یکسان، بر اساس آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.

*In each column, means followed by the same lowercase letter are not significant at $P \leq 0.01$, according to Duncan Multiple Test.

همچنین مطابق با جدول ۸ دمای مایع خنک‌کننده تأثیر معنی‌داری بر بازده حرارتی ترمزی موتور دارد. نتایج نشان می‌دهد که بازده حرارتی ترمزی با افزایش دمای مایع خنک‌کننده افزایش می‌یابد، زیرا افزایش دمای مایع خنک‌کننده تلفات حرارتی موتور را کاهش می‌دهد. این کمیت در دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس ۷/۱۹ درصد و در دمای مایع خنک‌کننده ۷۰ درجه سلسیوس ۴/۳۷ درصد افزایش را نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس نشان داد.

بازده حجمی

شکل ۸ تغییرات بازده حجمی را به‌صورت تابعی از سرعت دورانی موتور برای کارکرد موتور با سوخت‌های مختلف نشان می‌دهد. مطابق با جدول ۴ مشاهده می‌شود که بازده حجمی در هنگام کار موتور به‌صورت مختلط‌سوز کاهش معنی‌داری نسبت به سوخت گازوییل خالص نشان می‌دهد.

جدول ٦- مقایسه‌ی میانگین اثر متقابل نوع سوخت و دمای مایع خنک‌کننده بر صفات اندازه‌گیری در آزمایش
Table 6- Means comparison of interaction between fuel type and engine coolant temperature on the traits measured in the experiment

نوع سوخت Fuel type	دمای مایع خنک‌کننده Engine coolant temperature (°C)	صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش traits measured in the experiment			
		گشتاور Torque (N.m)	توان ترمزی Brake power (kW)	فشار مؤثر متوسط Brake mean effective pressure (bar)	بازده حجمی Volumetric efficiency (%)
گازوییل Diesel	50	23.57[b]	3.8[b]	1.34[b]	79.49[a]
	60	24.81[ab]	4[ab]	1.41[ab]	75.72[b]
	70	23.77[b]	3.83[b]	1.35[b]	65.05[c]
گازوییل–گاز طبیعی فشرده Diesel-Compressed natural gas	50	27.28[ab]	4.39[ab]	1.55[ab]	64.42[c]
	60	29.72[a]	4.79[a]	1.69[a]	57.77[e]
	70	28.63[ab]	4.61[ab]	1.63[ab]	53.33[g]
گازوییل–گاز نفتی مایع Diesel-Liquefied petroleum gas	50	26.24[ab]	4.22[ab]	1.49[ab]	59.76[d]
	60	28[ab]	4.51[ab]	1.59[ab]	56.52[f]
	70	25.95[ab]	4.18[ab]	1.47[ab]	51.09[h]

*در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف انگلیسی کوچک یکسان، بر اساس آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.
*In each column, means followed by the same lowercase letter are not significant at P≤0.01, according to Duncan Multiple Test.

جدول ۷- مقایسه‌ی میانگین اثر نوع سوخت بر صفات اندازه‌گیری در آزمایش
Table 7- Means comparison fuel type on the traits measured in the experiment

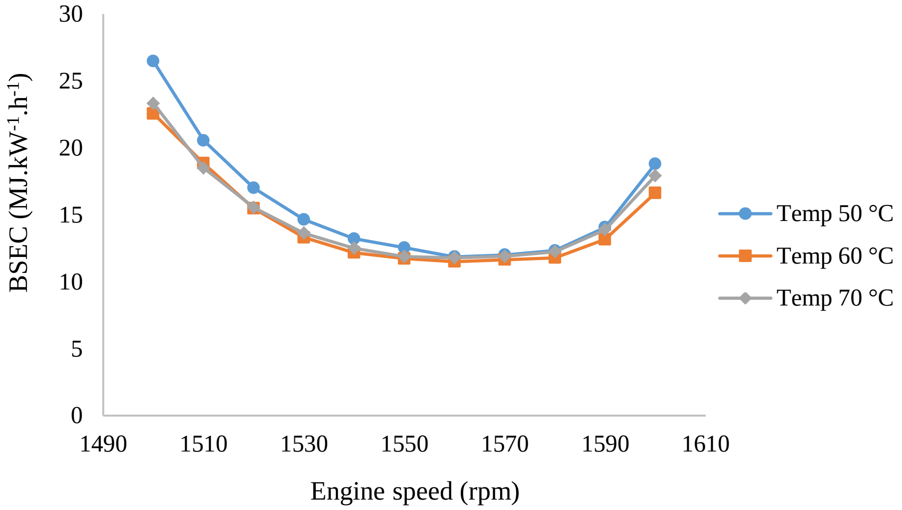
نوع سوخت Fuel type	صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش Traits measured in the experiment	
	مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی Brake specific fuel consumption ($g.kW.h^{-1}$)	مصرف انرژی ویژه‌ی ترمزی Brake specific energy consumption ($MJ.kW.h^{-1}$)
گازوییل Diesel	0.37[a]	16.28[a]
گازوییل–گاز طبیعی فشرده Diesel-Compressed natural gas	0.34[c]	14.52[b]
گازوییل–گاز نفتی مایع Diesel-Liquefied petroleum gas	0.35[b]	16.67[b]

* در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف انگلیسی کوچک یکسان، بر اساس آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.
*In each column, means followed by the same lowercase letter are not significant at P≤0.01, according to Duncan Multiple Test.

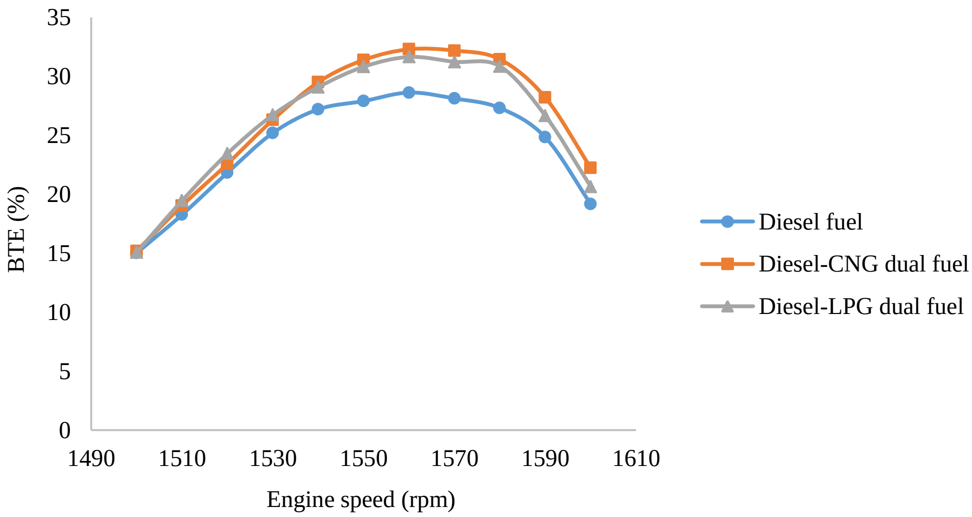
جدول ۸- مقایسه‌ی میانگین اثر دمای مایع خنک‌کننده بر بازده حرارتی و بازده حجمی
Table 8- Means comparison of the effect of engine coolant temperature on brake thermal and volumetric efficiency

دمای مایع خنک‌کننده Engine coolant temperature (°C)	صفات اندازه‌گیری شده در آزمایش Traits measured in the experiment	
	بازده حرارتی Brake thermal efficiency (%)	بازده حجمی Volumetric efficiency (%)
دمای مایع خنک‌کننده ۵۰ درجه Coolant temperature 50°C	24.48[c]	67.99[a]
دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه Coolant temperature 60°C	26.24[a]	63.34[b]
دمای مایع خنک‌کننده ۷۰ درجه Coolant temperature 70°C	25.55[b]	56.49[c]

* در هر ستون، میانگین‌های دارای حروف انگلیسی کوچک یکسان، بر اساس آزمون چند دامنه‌ای دانکن در سطح ۱ درصد معنی‌دار نیستند.
*In each column, means followed by the same lowercase letter are not significant at P≤0.01, according to Duncan Multiple Test.



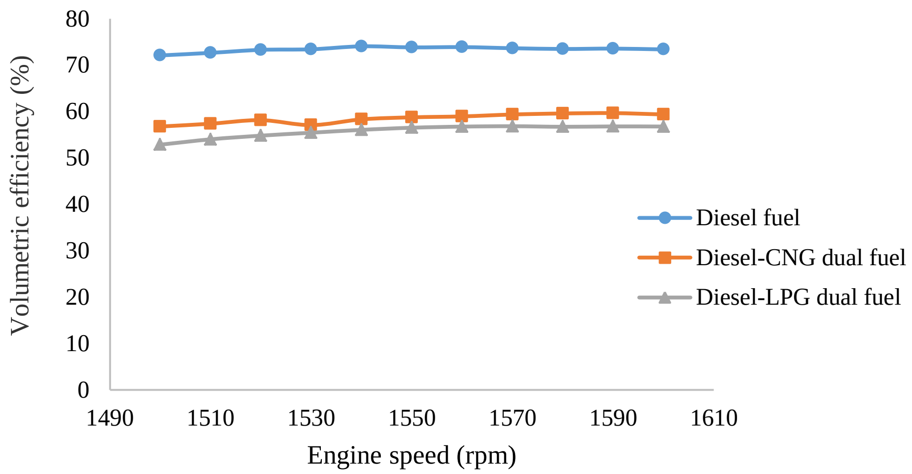
شکل ٦– تغییرات مصرف انرژی ویژه‌ی ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی موتور در دماهای مختلف مایع خنک‌کننده
Fig.6. Variations of brake specific energy consumption with engine speed for different engine coolant temperature



شکل ۷– تغییرات بازده حرارتی ترمزی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی موتور برای حالت‌های گازوییل خالص و مختلط‌سوز
Fig.7. Variations of brake thermal efficiency with engine speed for pure diesel fuel and dual fuel mode

در هنگام استفاده از گازوییل-CNG و گازوییل-LPG نسبت به گازوییل خالص بازده حجمی به‌ترتیب ۲۰/۳۱ درصد و ۲۴ درصد کاهش نشان داد. دلیل کاهش بازده حجمی در هنگام استفاده از سوخت‌های گازی بدین سبب است که این سوخت‌ها به شکل گاز وارد سیلندر شده و نسبت هوا را کاهش می‌دهند (Chaichan, 2014). همچنین مطابق با جدول ۸ دمای مایع خنک‌کننده‌ی موتور نیز تأثیر معنی‌داری بر بازده حجمی داشت به‌طوری‌که با افزایش دمای مایع خنک‌کننده بازده حجمی کاهش می‌یابد. بازده حجمی در دماهای مایع خنک‌کننده ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس نسبت به دمای ۵۰ درجه سلسیوس به‌ترتیب ۶/۸۴ درصد و ۱۹/۹۱ درصد کاهش نشان داد. توماس و همکاران (Thomas *et al.*, 2011) نیز نتایج مشابهی را گزارش کردند. همان‌گونه که جدول ۶ نشان می‌دهد نوع سوخت و دمای مایع خنک‌کننده نیز اثر متقابل معنی‌داری بر بازده حجمی موتور دارند به‌طوری‌که در حالت مختلط‌سوز گازوییل-CNG و دماهای مایع خنک‌کننده ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس نسبت به حالت گازوییل خالص در این دماها بازده حجمی به‌ترتیب ۱۸/۹۶ درصد، ۱۷/۲۳

درصد و ۱۸/۰۱ درصد کاهش نشان داد. در حالت گازوییل-LPG نیز دماهای یاد شده بازده حجمی را به‌ترتیب ۲۴/۸۲ درصد، ۲۵/۳۶ درصد و ۲۱/۴۶ درصد کاهش دادند.



شکل ۸- تغییرات بازده حجمی به‌صورت تابعی از سرعت دورانی موتور برای حالت‌های گازوییل خالص و مختلط‌سوز

Fig.8. Variations of volumetric efficiency with engine speed for pure diesel fuel and dual fuel mode

نتیجه‌گیری

در این پژوهش به بررسی و تحلیل عملکرد یک موتور دیزل تک سیلندر در حالت مختلط‌سوز و در محدوده عملکرد گاورنر پرداخته شد. متغیرهای نوع سوخت و دمای مایع خنک‌کننده‌ی موتور به‌عنوان متغیرهای اثرگذار بر عملکرد موتور در سرعت‌های مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد که استفاده از سوخت‌های گازی به‌عنوان سوخت اصلی و همراه با مقدار کمی گازوییل (تقریبا ۲۰ درصد کل سوخت مصرفی) در موتورهای دیزل امکان‌پذیر بوده و شاخص‌های عملکردی و احتراقی موتور را در مقایسه با مصرف گازوییل به تنهایی بهبود می‌بخشد. در حالت کارکرد موتور به‌صورت مختلط‌سوز گازوییل-CNG، گشتاور، توان ترمزی و فشار مؤثر متوسط ترمزی در تمامی سرعت‌های دورانی موتور و در حالت گازوییل-LPG در سرعت‌های پایین موتور به سبب ارزش حرارتی بالای سوخت‌های گازی و همچنین ایجاد یک مخلوط همگن و در نتیجه بهبود احتراق در درون سیلندر به‌طور معنی‌داری نسبت به حالت گازوییل خالص افزایش یافتند. در دورهای پایین موتور، افزایش دمای مایع خنک‌کننده موجب کاهش مصرف سوخت ویژه و مصرف انرژی ویژه‌ی ترمزی می‌شود. همچنین در حالت کارکرد موتور به‌صورت مختلط‌سوز گازوییل-گاز نسبت به حالت کارکرد موتور با سوخت گازوییل خالص، مصرف سوخت و انرژی ویژه‌ی ترمزی به‌سبب ارزش حرارتی بالاتر سوخت‌های گازی و تولید توان بالاتر به‌طور معنی‌داری کاهش یافتند. بازده حرارتی ترمزی نیز در دورهای بالا و در هنگام استفاده از موتور به‌صورت مختلط‌سوز افزایش معنی‌داری را نشان داد. در دورهای پایین موتور افزایش اندکی در بازده حرارتی برای حالت مختلط‌سوز نسبت به سوخت گازوییل خالص مشاهده شد. همچنین افزایش دمای مایع خنک‌کننده به‌سبب کاهش تلفات حرارتی موتور باعث افزایش در بازده حرارتی شد. به‌سبب این‌که سوخت‌های گازی به شکل گاز وارد سیلندر موتور شده و نسبت هوا را کاهش می‌دهند، در هنگام استفاده از موتور به حالت مختلط‌سوز بازده حجمی کاهش معنی‌داری را نشان داد. همچنین افزایش دمای مایع خنک‌کننده نیز بازده حجمی را به‌صورت معنی‌داری کاهش داد. به‌عنوان یک نتیجه‌گیری کلی می‌توان بیان داشت که هنگام استفاده از موتور در حالت مختلط‌سوز گازوییل-CNG و دمای مایع خنک‌کننده ۶۰ درجه سلسیوس بهترین نتیجه روی مشخصه‌های عملکردی و احتراقی موتور در تمامی سرعت‌ها حاصل شد.

References

1. Abdelghaffar, W. A., M. M. Osman, M. N. Saeed, and A. I. Abdelfatteh. 2002. Effects of coolant temperature on the performance and emissions of a diesel engine. Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. 16885: 187-197. DOI: 10.1115/ICES2002-464
2. Anonymus. 2010 .The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use In Transportation Model. GREET Argonne, IL.
3. Ayhan, V., A. Parlak, I. Cesur, B. Boru, and A. Kolip. 2011. Performance and exhaust emission characteristics of a diesel engine running with LPG. International Journal of Physical Sciences 6: 1905-1914. DOI:

10.5897/IJPS11.288
4. Barata, J. M. 1995. Performance and emissions of a dual fueled DI diesel engine. SAE Technical Paper. Report no. 0148-7191. DOI: 10.4271/952364
5. Bari, S., and S. Hossain. 2019. Performance of a diesel engine run on diesel and natural gas in dual-fuel mode of operation. Energy Procedia 160: 215-222. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.02.139
6. Chaichan, M. T. 2014. Combustion of dual fuel type natural gas/liquid diesel fuel in compression ignition engine. Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR JMCE) 11: 48-58.
7. Chandra, R., V. Vijay, P. Subbarao, and T. Khura. 2011. Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas. Applied Energy 88: 3969-3977. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.04.032
8. Hariprasad, T. 2013. Effect of injection pressure on performance of dual fuel diesel engine. SAE Technical Paper. Report no. 0148-7191. DOI: 10.4271/2013-01-2887
9. Hossain, A., D. Smith, and P. Davies. 2017. Effects of engine cooling water temperature on performance and emission characteristics of a CI engine operated with biofuel blend. Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems 5: 46-57. DOI: 10.13044/j.sdewes.d5.0132
10. Jian, D., G. Xiaohong, L. Gesheng, and Z. Xintang. 2001. Study on diesel-LPG dual fuel engines. SAE Technical Paper. Report no. 0148-7191. DOI: 10.4271/2001-01-3679
11. Karagöz, Y., T. Sandalcı, U. O. Koylu, A. S. Dalkılıç, and S. Wongwises. 2016. Effect of the use of natural gas–diesel fuel mixture on performance, emissions, and combustion characteristics of a compression ignition engine. Advances in Mechanical Engineering 8 (4): 1-13. DOI: 10.1177/1687814016643228
12. Lounici, M. S., K. Loubar, L. Tarabet, M. Balistrou, D. C. Niculescu, and M. Tazerout. 2014. Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. Energy 64: 200-211. DOI: 10.1016/j.energy.2013.10.091
13. Mahla, S. K., V. Singla, S. S. Sandhu, and A. Dhir. 2018. Studies on biogas-fuelled compression ignition engine under dual fuel mode. Environmental Science and Pollution Research 25: 9722-9729. DOI: 10.1007/s11356-018-1247-4
14. Maji, S., A. Pal, and B. Arora. 2008. Use of CNG and diesel in CI engines in dual fuel mode. SAE Technical Paper. Report no. 0148-7191. DOI: 10.4271/2008-28-0072
15. Martyr, A .J., and M. A. Plint. 2011. Engine testing: theory and practice. Elsevier.
16. Mehmet, Selim Tangoz, S. O. Akansu, and N. Kahraman. 2019. Alternative Fuels for Internal Combustion Engines. PP 27-55 in A. P. Carlucci eds. The Future of Internal Combustion Engines. IntechOpen., London.
17. Najafi, B. 2011. Experimental investigation of the effect of using biodiesel and biogas on dual fuel diesel engine. Fuel and combustion 4: 73-85. (In Persian).
18. Najafi, B., V. Pirouzpanah, G. Najafi, T. Yusaf, and B. Ghobadian. 2007. Experimental investigation of performance and emission parameters of a small diesel engine using CNG and biodiesel. SAE Technical Paper. Report no. 2007-32-0075.
19. Nugroho, A., N. Sinaga, and I. Haryanto. 2018. Performance of a compression ignition engine four strokes four cylinders on dual fuel (diesel–LPG). AIP Conference Proceedings: 2014, 020166-1–020166-7. DOI: 10.1063/1.5054570
20. Papagiannakis, R. G. 2018. Comparative Assessment for Improvement of Performance and Exhaust Emissions in Existing Dual-Fuel Diesel Engines. Journal of Energy Engineering 144 (5): 04018054 DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000572
21. Santosh, B., and S. Kumarappa. 2015. Engine Performance and Emission Characteristics of a Single Cylinder Four Stroke CI Engine on Dual Fuel Mode by Using Compressed Biogas as a Fuel .International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology 3 (9): 376-382.
22. Thomas, S., A. Saroop, R. Rajak, and S. Muthiah. 2011. Investigation on the effect of coolant temperature on the performance and emissions of naturally aspirated gasoline engine. SAE Technical Paper. Report no. 0148-7191. DOI: 10.4271/2011-26-0089
23. Wei, L., and P. Geng. 2016. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. Fuel Processing Technology 142: 264-278. DOI: 10.1016/j.fuproc.2015.09.018
24. Wei, L., C. Yao, Q. Wang, W. Pan, and G. Han. 2015. Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel. Fuel 140: 156-163. DOI: 10.1016/j.fuel.2014.09.070
25. Yusaf, T. F., D. Buttsworth, K. H. Saleh, and B. Yousif. 2010. CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network. Applied Energy 87 (5): 1661-1669 DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.10.009